

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2004-308702

(P2004-308702A)

(43) 公開日 平成16年11月4日 (2004.11.4)

(51) Int. Cl. ⁷	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 H 7/02	F 1 6 H 7/02	3 J O 3 1
F 1 6 G 1/28	F 1 6 G 1/28	3 J O 4 9
F 1 6 H 55/38	F 1 6 H 55/38	A

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 7 頁)

(21) 出願番号	特願2003-99971 (P2003-99971)	(71) 出願人	000115245
(22) 出願日	平成15年4月3日 (2003. 4. 3)		ゲイツ・ユニッタ・アジア株式会社
			大阪府大阪市浪速区桜川4丁目4番26号
		(74) 代理人	100090169
			弁理士 松浦 孝
		(72) 発明者	廣中 章浩
			奈良県大和郡山市池沢町172 ゲイツ・
			ユニッタ・アジア株式会社奈良工場内
		Fターム (参考)	3J031 AA01 BB05 CA04
			3J049 AA03 BF02 BH01

(54) 【発明の名称】 ハス歯ベルト伝動装置

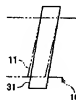
(57) 【要約】

【課題】高負荷又は高速回転で駆動されるハス歯ベルト伝動装置において、騒音及び振動を低減する。

【解決手段】ハス歯ベルトとハス歯プーリーとの噛み合わせにより駆動力を伝達するハス歯ベルト伝動装置においてバックラッシュDを大きく取る。すなわち、歯ピッチPt、歯筋角度θ、ハス歯ベルトのベルト幅Wとすると、 $2 \leq 1 - W \cdot \tan \theta / Pt \leq 0.75$ の範囲に設定する。ハス歯ベルトとハス歯プーリーとの間のバックラッシュDを歯ピッチPtの1.6%～3%に設定する。

【選択図】

図2



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ハス歯ベルトとハス歯プリーとの噛み合わせにより駆動力を伝達するハス歯ベルト伝動装置であって、

歯ピッチ P_t 、歯筋角度 θ 、前記ハス歯ベルトのベルト幅 W とするとき、前記歯筋角度 θ が、 $-0.2 \leq 1 - W \cdot \tan \theta / P_t \leq 0.75$ の範囲にあるとともに、前記ハス歯ベルトと前記ハス歯プリーとの間のバックラッシュが前記歯ピッチ P_t の $1.6\% \sim 3\%$ である

ことを特徴とするハス歯ベルト伝動装置。

【請求項 2】

ハス歯ベルトとハス歯プリーとの噛み合わせにより駆動力を伝達するハス歯ベルト伝動装置であって、

歯ピッチ P_t 、歯筋角度 θ 、前記ハス歯ベルトのベルト幅 W とするとき、前記歯筋角度 θ が、 $1 - W \cdot \tan \theta / P_t \leq 0$ の範囲にあるとともに、前記ハス歯ベルトの圧縮率が $1.5\% \sim 5\%$ である

ことを特徴とするハス歯ベルト伝動装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、ハス歯ベルト伝動装置に関し、特に高負荷又は高速回転で駆動されるベルト伝動装置に用いられるハス歯プリーとハス歯ベルトに関する。

【0002】

【従来の技術】

ベルト伝動装置において直歯を用いると、大きな騒音や振動が発生するという問題がある。これらの問題を解決する方法として、例えばハス歯を用いたベルト伝動装置が知られている（特許文献 1 参照）。しかし、例えば減速機などのように高負荷、高速回転（例えば $1500 \text{ rpm} \sim 4500 \text{ rpm}$ ）で駆動される動力伝達装置では、ハス歯を用いても必ずしも騒音及び振動を効果的に低減できない。

【0003】

【特許文献 1】

特開平 4-330853 号公報（特許請求の範囲、第 3 B 図等参照）

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

本発明は、高負荷又は高速回転で駆動されるハス歯ベルト伝動装置において、騒音及び振動を低減することを目的としている。

【0006】

【課題を解決するための手段】

本発明のハス歯ベルト伝動装置は、ハス歯ベルトとハス歯プリーとの噛み合わせにより駆動力を伝達するハス歯ベルト伝動装置であって、歯ピッチ P_t 、歯筋角度 θ 、ハス歯ベルトのベルト幅 W とするとき、歯筋角度 θ が、 $-0.2 \leq 1 - W \cdot \tan \theta / P_t \leq 0.75$ の範囲にあるとともに、ハス歯ベルトとハス歯プリーとの間のバックラッシュが歯ピッチ P_t の $1.6\% \sim 3\%$ であることを特徴としている。

【0007】

本発明のハス歯ベルト伝動装置は、ハス歯ベルトとハス歯プリーとの噛み合わせにより駆動力を伝達するハス歯ベルト伝動装置であって、歯ピッチ P_t 、歯筋角度 θ 、ハス歯ベルトのベルト幅 W とするとき、歯筋角度 θ が、 $1 - W \cdot \tan \theta / P_t \leq 0$ の範囲にあるとともに、ハス歯ベルトの圧縮率が $1.5\% \sim 5\%$ であることを特徴としている。

【0008】

【発明の実施の形態】

10

30

40

50

以下、本発明の実施の形態について図面を参照して説明する。

図1、図2を参照して、ハス歯を用いたベルト伝動装置におけるベルトの挙動および騒音、振動の発生について説明する。

【0009】

図1は、ハス歯ブリーに装着された無端ハス歯ベルトの配置をベルト背面側から模式的に示した図である。図に示されるようにハス歯ベルト10はそれぞれ軸L1、L2の周りに回転可能な1組のハス歯ブリー20、30に掛け回される。例えばハス歯ブリー30は原動ブリーであり、ハス歯ブリー30の回転力は、ハス歯ベルト10を介して従動ブリー20に伝達される。図1において、実線で示されたハス歯ベルト10は、ベルト取り付け直後のハス歯ベルトの配置を示している。これに対し、参照符号10'によって示される二点鎖線は、ベルト伝動装置が駆動された後のハス歯ベルト10の位置を示している。

【0010】

ハス歯ベルト10をハス歯ブリー20、30に取り付けた直後（ベルト伝動装置駆動前）には、ハス歯ベルト10の歯筋は、ハス歯ブリー20、30の歯筋に略一致しており、ハス歯ベルト10は、その長手方向がハス歯ブリー20、30の回転軸L1、L2と略垂直になる。しかし、原動ブリーであるハス歯ブリー30が駆動され、負荷がハス歯ベルト10に加わると、ハス歯ベルト10はブリーの歯筋に沿って横滑りを起こしてスラストが発生する。すなわち、ベルト伝動装置が駆動されると、ハス歯ベルト10は図1に示されるように、ハス歯ブリー20において回転軸L1に沿ってA方向に横滑りを起こし、ハス歯ブリー30では回転軸L2に沿ってA方向とは逆方向のB方向に横滑りを起こす。これによって、実線で示されるハス歯ベルト10は、二点鎖線で示される位置10'まで移動する。このようなスラストは特に高負荷あるいは高速回転するベルト伝動装置において顕著である。

【0011】

図2は、ベルト伝動装置駆動後、すなわちスラスト発生後のハス歯ブリー30の歯筋と、これと噛合うハス歯ベルト10の歯筋との関係を示す模式的な拡大図である。図に示されるように、ハス歯ブリー30の歯筋31に対して、ハス歯ベルト10の歯筋11は、横滑りによりベルトが傾いた角度分だけ傾き、歯筋11は歯筋31からズレたものとなる。ハス歯ベルト10の歯筋とハス歯ブリー30の歯筋との間にズレが発生すると、ブリーの歯の肩部（圧力面と歯先面を連絡する部分）とベルトの歯面が接触するなどして、ブリーとベルトとの間において不適切な干渉を生じる。このような不適切な噛合いは騒音や振動が発生する。なお、図1から明らかなように同様の現象は、ハス歯ブリー20においても発生する。

【0012】

このような問題を解決するために、本発明の第1の実施形態では、ベルトとブリーとの間のバックラッシを大きく設定し、ブリーの歯とベルトの歯との間の不適切な干渉を防止し、騒音及び振動を低減する。図3を参照して、本実施形態におけるバックラッシの定義について説明する。

【0013】

図3には、ベルトとブリーの歯形（半分）が示される。実線の曲線P1はブリーの歯形を示し、破線の曲線P2はベルトの歯形を示す。一点鎖線の直線Bはベルトの歯底面を通る基準線であり、ベルトの歯高さHは、基準線Bからベルト歯の先端までの高さによって定義される。また、一点鎖線で示される円弧Cは、基準線Bから歯高さHの半分の距離（ $1/2 H$ ）にある点を通る円弧であり、その中心はブリーの中心と一致する。すなわち、円弧Cの直径はブリーの外径から歯高さHを差し引いたものに等しい。ベルトとブリーの間のバックラッシは、この円弧Cに沿った位置におけるブリー歯とベルト歯の距離D（曲線P1と円弧Cの交点と、曲線P2と円弧Cの交点の間の距離）によって定義される。

【0014】

次に図4を参照して、第1の実施形態の無端ベルトに適用されるハス歯の角度について説明する。図4は、第1の実施形態に用いられるハス歯ベルト10の模式的な展開図の一部

であり、ハス歯ベルト10の歯筋は、ベルトの幅方向に沿った斜めの実線で表される。ここでベルト歯のピッチは P_t で表され、ベルト幅は W で表される。また、ベルトの幅方向に沿った直線（ベルト長手方向に垂直な直線）と歯筋のなす角度（歯筋角度）を θ とするとき、第1歯の噛合いの終わりと、これに隣接する第2歯の噛合いの始まりとの間隔 d は、ピッチ P_t 、ベルト幅 W 、歯筋角度 θ を用いて $d = P_t - W \cdot \tan \theta$ で表される。第1の実施形態において、歯筋角度 θ は、 $-0.2 \leq d/P_t = 1 - W \cdot \tan \theta / P_t \leq 0.75$ を満たすように設定される。

【0015】

従来のハス歯ベルト伝動装置においては、バックラッシュ D は歯ピッチ P_t に対して約1.5%に設定されているが、第1の実施形態のハス歯ベルト伝動装置のバックラッシュ D は、歯ピッチ P_t の1.6%~3% ($D/P_t \times 100$) の範囲に設定される。

【0016】

すなわち、第1の実施形態のハス歯ベルト伝動装置では、バックラッシュ D を歯ピッチ P_t の1.6%~3%と大きく設定することにより（ワイドバックラッシュ）、駆動時に大きな負荷が掛かりベルトにスラストが発生してもブリーの歯とベルトの歯との間の不適切な干渉を防止することができる。そして、これは、 $-0.2 \leq d/P_t \leq 0.75$ を満たす歯筋角度 θ に対して特に有効である。すなわち、幅広い歯筋角度 θ において（圧縮歯形では効果が低い小さい角度においても）、騒音及び振動を低減できる。以上により、第1の実施形態によれば、高負荷又は高速回転で駆動されるハス歯ベルト伝動装置において、騒音及び振動を効果的に低減することができる。

【0017】

次に図5、図6を参照して、本発明の第2の実施形態のベルト伝動装置について説明する。図5は、第2の実施形態に用いられるハス歯ベルト10の模式的な展開図の一部であり、ハス歯ベルト10の歯筋は、ベルトの幅方向に沿った斜めの実線で表される。また、図6は、第2の実施形態で用いられる圧縮歯形の形状を示す図である。

【0018】

第2の実施形態のベルト伝動装置では、ハス歯角度 θ が $d/P_t = 1 - W \cdot \tan \theta / P_t \leq 0$ の範囲に設定される。すなわち図5に示すように、 d の値は0又は負であり、第1歯の噛合いが終わらないうちに（あるいは噛合い終了と同時に）隣接する第2歯の噛合いが始まる。

【0019】

図6において、実線で示される曲線P3は、第2の実施形態におけるハス歯ブリー20、30の歯形を示し、破線で示される曲線P4は第2の実施形態におけるハス歯ベルト10の歯形を示す。また、一点鎖線Bは、ベルト装着時におけるベルトの基準線を表す。基準線Bからブリーの歯底までの深さである歯溝深さ D_p は、ベルトの歯高さ H よりも h だけ浅い。したがって、ハス歯ベルト10がハス歯ブリー20、30に掛け回され、張力が掛けられると、ベルト歯はブリーの歯底に押し付けられ圧縮される。これにより個々のベルト歯のブリー歯溝に対する位置決め精度が向上し、ベルト歯とブリー歯との間の噛合いにおける累積誤差が低減され、ベルト歯とブリー歯との不適切な干渉が防止される。なお、第2の実施形態では、圧縮率($h/H \times 100$)が1.5%~5%に設定される。

【0020】

以上のように第2の実施形態によれば、ハス歯角度 θ が $d/P_t = 1 - W \cdot \tan \theta / P_t \leq 0$ の範囲にある高負荷又は高速回転で駆動されるハス歯ベルト伝動装置において、ベルト歯とブリー歯との不適切な干渉が防止することにより騒音及び振動を効果的に低減することができる。なお、第2の実施形態のハス歯ベルト伝動装置は、特にスパン共振周波数近傍において有効である。

【0021】

【実施例】

以下、比較例とともに実施例を挙げて本発明の第1実施形態および第2実施形態の効果について説明する。

10

20

30

40

50

【0022】

実施例1～5及び比較例1～4には何れも歯ピッチ3mm、ベルト幅25mmのハス歯ベルトを用いた。また、比較例1、2、実施例1の歯筋角度は2°であり、比較例3、4、実施例2の歯筋角度は5°である。また、比較例5、実施例3、4の歯筋角度は8°である。比較例1、3、5には何れも従来の歯形を用い、バックラッシは歯ピッチの1.5%であり、圧縮率は0%である。これに対し実施例1、2、3のバックラッシは歯ピッチの2.4%であり、圧縮率は0%である。また、比較例2、4、実施例4のバックラッシは歯ピッチの0.8%であり、圧縮率は4.7%である。

【0023】

すなわち、実施例1、2、3は、ワイドバックラッシの第1の実施形態に対応し、実施例4は圧縮歯形の第2の実施形態に対応する。なお、比較例2、4は、圧縮歯形を第1の実施形態の歯筋角度に適用したものに对应する。

【0024】

図7に歯筋角度が2°のときの比較例1、2及び実施例1に対する騒音試験の結果を示す。図7から明らかなように、歯筋角度が2°のとき従来の歯形である比較例1と圧縮歯形である比較例2では、75dBを越える騒音が発生したのに対し、ワイドバックラッシを適用した実施例1では64dB弱と極めて高い騒音低減効果を発揮した。

【0025】

図8には、歯筋角度が5°のときの比較例3、4と実施例2に対する騒音試験の結果が示される。歯筋角度が5°のときにも、従来の歯形である比較例3と圧縮歯形である比較例3では、68dBを越える騒音が発生したのに対し、ワイドバックラッシを適用した実施例2では約63dBと極めて高い騒音低減効果を発揮した。

【0026】

図9には、歯筋角度が8°のときの比較例5と実施例3、4に対する騒音試験の結果が示される。従来の歯形である比較例5では72dBを越える騒音が発生したが、実施例3、4では、67dB前後となり、比較例5に比べて大きな騒音低減効果が得られた。

【0027】

なお、ワイドバックラッシと圧縮歯形を組み合わせることも可能である（例えば、バックラッシを2.3%とし圧縮率を1.5%とする）。

【0028】

【発明の効果】

以上のように、本発明によれば、高負荷又は高速回転で駆動されるハス歯ベルト伝動装置において、騒音及び振動を低減することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】ハス歯ブリーに装着された無端ハス歯ベルトの配置をベルト背面側から模式的に示した図である。

【図2】ベルト伝動装置駆動後、すなわちスラスト発生後のハス歯ブリーの歯筋と、これと噛合うハス歯ベルトの歯筋との関係を示す模式的な拡大図である。

【図3】ベルト歯とブリー歯との間のバックラッシの定義を示すための図であり、ベルトとブリーの歯形が示される。

【図4】第1の実施形態に用いられるハス歯ベルトの模式的な展開図の一部である。

【図5】第2の実施形態に用いられるハス歯ベルトの模式的な展開図の一部である。

【図6】第2の実施形態で用いられる圧縮歯形の形状を示す図である。

【図7】歯筋角度が2°のときの比較例1、2及び実施例1に対する騒音試験の結果を示すグラフである。

【図8】歯筋角度が5°のときの比較例3、4と実施例2に対する騒音試験の結果を示すグラフである。

【図9】歯筋角度が8°のときの比較例5と実施例3、4に対する騒音試験の結果を示すグラフである。

【符号の説明】

10

20

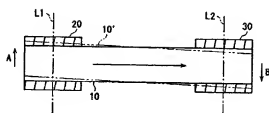
30

40

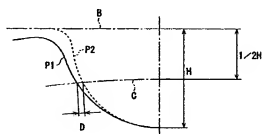
50

- 10 無端ハス歯ベルト
 20、30 ハス歯プーリ
 P1、P3 プーリ歯形
 P2、P4 ベルト歯形

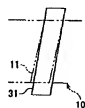
【図1】



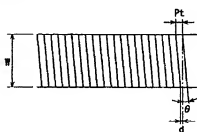
【図3】



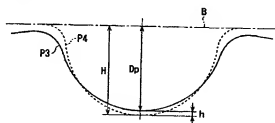
【図2】



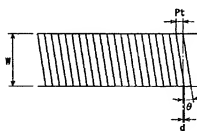
【図 4】



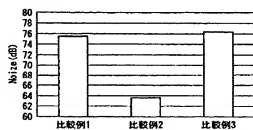
【図 6】



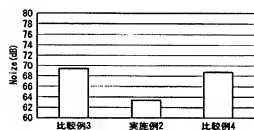
【図 5】



【図 7】



【図 8】



【図 9】

